

**TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

Patent Number: JP10132045  
Publication date: 1998-05-22  
Inventor(s): OKANE HIROAKI  
Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD  
Requested Patent: ☐ JP10132045  
Application: JP19960282233  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F16H15/38; F16H57/04  
EC Classification:  
Equivalents:

---

**Abstract**

---

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To feed a lubricating oil surely by using a single nozzle, regardless of the rolling position of power rollers.

**SOLUTION:** An input disk 2 connected to an input shaft 6, an output disks 3 connected at an output shaft side, and a pair of power rollers 5 and 5 which are tiltable being provided at the opposing positions, as well as being held by the input and the output disks 2 and 3 respectively, are provided, and a nozzle 13 to inject the oil to the input disk 2 and the output disk 3 is formed to inject the oil, by setting its projection holes 14 and 14 to a specific angle within the scope 30 deg. to 60 deg. from a specified vertical shaft to the rotating direction of the input and the output disks 2 and 3.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-132045

(43) 公開日 平成10年(1998) 5月22日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

F 1 6 H 15/38

57/04

識別記号

F I

F 1 6 H 15/38

57/04

Z

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平8-282233

(22) 出願日 平成8年(1996)10月24日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 大金 宏明

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

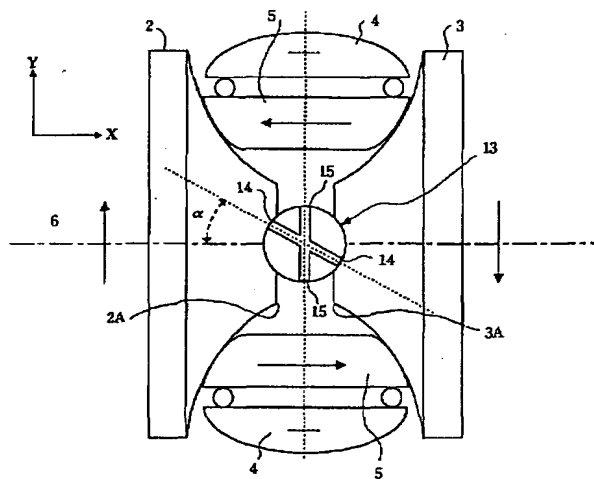
(74) 代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 単一のノズルによって、パワーローラの転動位置にかかわらず確実に潤滑オイルを供給する。

【解決手段】 入力軸6に結合された入力ディスク2と、出力軸側に結合された出力ディスク3と、これら入出力ディスク2、3にそれぞれ挟持されるとともに、対向する位置に配設されて傾転自在な一対のパワーローラ5、5と、これらパワーローラ5、5の間に配設されるとともに、入力ディスク2及び出力ディスク3へ向けてオイルを噴射するノズル13は、噴射口14、14を所定の鉛直軸から入出力ディスク2、3の回転方向へ30度ないし60度の範囲の所定の角度でオイルを噴射するよう形成した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸に結合された入力ディスクと、出力軸側に結合された出力ディスクと、これら入出力ディスクにそれぞれ挟持されるとともに、対向する位置に配設されて傾転自在な一对のパワーローラと、これらパワーローラの間に配設されるとともに、前記入力ディスク及び出力ディスクへ向けてオイル噴射口をそれぞれ形成した潤滑手段とを備えたトロイダル型無段変速機において、前記オイル噴射口は、所定の鉛直軸から入出力ディスクの回転方向へオイルを噴射することを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】 前記オイル噴射口は、所定の鉛直軸から入出力ディスクの回転方向へ30度から60度の範囲の所定の角度でオイルを噴射することを特徴とする請求項1に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項3】 前記オイル噴射口は、入出力ディスクの径方向に配設された長穴で形成されたことを特徴とする請求項1に記載のトロイダル型無段変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両などに採用される無段変速機、特にトロイダル型無段変速機の改良に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】従来から車両用の無段変速機としては、入出力ディスクに挟持されるパワーローラの傾転角によって、変速比を連続的に変更するトロイダル型の無段変速機がある。

【0003】このトロイダル型無段変速機では、パワーローラは数トンの力で入出力ディスクによって挟持されるため、パワーローラと入出力ディスクの間をオイルによって潤滑しており、例えば、日本機械学会論文集（C編）50巻560号（1993-4）の論文No. 92-1371に開示されるように、パワーローラと入出力ディスク間の潤滑を、ノズルから4方向へ噴射したオイルで行うものが知られている。

【0004】これは、図7、図8に示すように、トロイダル状に形成された一对の入力ディスク2、出力ディスク3を入力軸6と同軸上に配設し、入力ディスク2及び出力ディスク3に挟持、押圧される一对のパワーローラ5、5の傾斜角を変更することで任意の変速比を無段階に設定可能とするものである。

【0005】入力ディスク2は、対向配置された一对のパワーローラ5、5を挟持押圧するための軸方向（図中X軸）推力を発生するカムローラ12及びカムフランジ11を介して入力軸6と一体となって回転し、出力ディスク3は背面側（図中右側）で出力ギヤ10に結合されて入力軸6と相対回転自在に支持されており、パワーローラ5からの駆動力を出力ギヤ10へ伝達する。

【0006】入力軸6を挟んで対向するパワーローラ

5、5は、軸方向（図中Z軸）及び軸まわりに変位可能なトラニオン4、4にそれぞれ軸支され、これらトラニオン4、4は下端に設けた図示しないアクチュエータによって軸方向へ駆動され、パワーローラ5、5の傾転角、すなわち、変速比を制御する。

【0007】一对のトラニオン4、4の鉛直方向（Z軸方向）の変位は、同期的に逆方向へ駆動され、パワーローラ5、5を挟んでトラニオン4、4を連結するリンク7、8が配設され、リンク7はパワーローラ5の上方に、リンク8はパワーローラ5の下方に配置される。

【0008】これらリンク7、8は、パワーローラ5、5の間で中央部（図8のY軸方向の中央）を、ケース1に結合されたリンクポスト9A、9Bで揺動自在に支持される。

【0009】パワーローラ5、5の上方に配置されたリンクポスト9Aの下端には、入力ディスク2、出力ディスク3及びパワーローラ5、5へオイルを供給する4つの噴射口14'、14'及び15、15を設けたノズル13'が配設され、ケース1に形成した油路を介してノズル13'の各噴射口14'、15へオイルが圧送、噴射される。

【0010】これら、噴射口14'、15は、図8のように、直交するように配置され、噴射口14'、14'が入力軸6の軸線上の入力ディスク2、出力ディスク3に向けて開口する一方、噴射口15、15はトラニオン4、4の軸線を結ぶ線上でパワーローラ5、5へ向けて開口する。

【0011】そして、入出力ディスクへオイルを噴射する噴射口14'、14'は、図7のように、入力ディスク2の内周縁部2a及び出力ディスク3の内周縁部3a近傍へ向けて開口する。

【0012】こうして、パワーローラ5、5間の上部に設けたノズル13'の各噴射口14'、15から噴射したオイルは、入出力ディスク2、3とパワーローラ5、5へ付着し、パワーローラ5、5が入出力ディスク2、3と接触する転動位置の潤滑と冷却を行っている。

【0013】しかし、噴射口14'から噴射されたオイルは、入力ディスク2を正面から見た場合、図9に示す点Bに付着した後、遠心力によって入力ディスク2の外周へ流れてしまう。

【0014】一方、潤滑が必要なパワーローラ5と入力ディスク2の転動位置は、パワーローラ5の傾転運動によって、図9の点CL（変速比＝最Low）から点CH（変速比＝最Hi）の間（転動範囲という）で変化し、噴射口14'から図中B点へ噴射されたオイルでは、パワーローラ5の転動位置が入力ディスク2の外周側、すなわち、変速比がHi側のときのみ円滑に潤滑を行うことができるが、変速比がLow側となって、パワーローラ5が点CL側で入力ディスク2と転動する場合には、オイルの供給を円滑に行うことが難しく、潤滑の不足に

よって部品温度が上昇して耐久性が低下したり、焼き付き等の不具合が発生する。なお、入力ディスク2側について述べたが、出力ディスク3側でも同様の問題が発生する。

【0015】このような問題を解決するため、特開平6-280960号公報では、入出力ディスクの回転軸を挟んで複数のノズルを配設し、さらに、ノズルの角度を変更して、入出力ディスク2、3の内周側の潤滑性能を改善している。

【0016】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来のトロイダル型無段変速機にあっては、複数のノズルが必要となるばかりでなく、これらノズルへオイルを供給する油路もノズルの数に応じて形成しなければならず、部品点数や加工工数が増大して製造コストの増大を招くという問題があった。

【0017】そこで本発明は、上記問題点に鑑みてなされたもので、単一のノズルによって、パワーローラの転動位置にかかわらず確実に潤滑オイルを供給することを目的とする。

【0018】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、入力軸に結合された入力ディスクと、出力軸側に結合された出力ディスクと、これら入出力ディスクにそれぞれ挟持されるとともに、対向する位置に配設されて傾転自在な一對のパワーローラと、これらパワーローラの間に配設されるとともに、前記入力ディスク及び出力ディスクへ向けてオイル噴射口をそれぞれ形成した潤滑手段とを備えたトロイダル型無段変速機において、前記オイル噴射口は、所定の鉛直軸から入出力ディスクの回転方向へ30度ないし60度の範囲の所定の角度でオイルを噴射する。

【0019】また第2の発明は、前記第1発明において、オイル噴射口は、所定の鉛直軸から入出力ディスクの回転方向へ30度から60度の範囲の所定の角度でオイルを噴射する。

【0020】また第3の発明は、前記第1発明において、前記オイル噴射口は、入出力ディスクの径方向に配設された長穴で形成される。

【0021】

【発明の効果】したがって、第1の発明は、オイル噴射口は入出力ディスクの回転方向へオイルを噴射するため、一つの潤滑手段によってパワーローラが入出力ディスクと当接する転動範囲を確実に潤滑することが可能となって、前記後者の従来例に比して部品点数及び加工工数を低減して製造コストの低減を図りながら、潤滑不足による入出力ディスク及びパワーローラ等の部品の温度上昇を確実に防止して、トロイダル型無段変速機の耐久性及び信頼性を向上させることが可能となる。

【0022】また、第2の発明は、オイル噴射口の噴射

角度 $\theta$ を入出力ディスクの回転方向へ鉛直軸から30度ないし60度の範囲内に設定すれば、パワーローラが入出力ディスクと当接する転動範囲の内周側から外周側を確実に潤滑することが可能となって、潤滑不足による温度上昇を確実に防止して、トロイダル型無段変速機の耐久性及び信頼性をさらに向上させることが可能となる。

【0023】また第3の発明は、長穴状のオイル噴射口によって、パワーローラが入出力ディスクと当接する転動範囲を内周側から外周側まで均一に潤滑することができ、トロイダル型無段変速機の耐久性及び信頼性をさらに向上させることが可能となる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0025】図1～図3は、前記従来例の図7～図9と同様のトロイダル型無段変速機に本発明を適用した一例を示しており、潤滑手段としてのノズル13は前記従来例の噴射口14'を変更したもので、その他は前記従来例と同様に構成され、同一のものに同一の符号を付して重複説明を省略する。

【0026】入力ディスク2、出力ディスク3及びパワーローラ5、5へオイルを供給する4つの噴射口14、14及び15、15を備えたノズル13は、前記従来例の図7、8と同様に、パワーローラ5、5の上方に配置されたリンクポスト9Aの下端に配設される。

【0027】パワーローラ5、5を潤滑するための噴射口15、15は、前記従来例と同様に、トラニオン4、4の軸線を結ぶ線上でパワーローラ5、5へ向けて開口する。

【0028】一方、入力ディスク2と出力ディスク3へ向けてオイルを供給する噴射口14、14（オイル噴射口）の鉛直方向の位置は、図2に示すように、入力ディスク2の内周縁部2a近傍及び出力ディスク3の内周縁部3a近傍へ向けた斜め下方に開口する。

【0029】そして、噴射口14、14のX-Y平面（水平面）の位置は、図1に示すように、入力軸6の軸線に対して、入出力ディスク2、3の回転方向へ所定の角度 $\alpha$ だけ傾斜するよう形成される。

【0030】この角度 $\alpha$ は、図3に示すように、鉛直軸（図中ノズル軸線＝Z軸）に対して入力ディスク2及び出力ディスク3の回転方向へ所定の噴射角度 $\theta$ で、噴射口14から噴射されたオイルが入力ディスク2に付着するよう設定される。

【0031】この噴射角度 $\theta$ は、鉛直軸から入力ディスク2の回転方向に沿った周方向へ30度以上60度以下の値に設定され、例えば、図示A点のように噴射角度 $\theta=30$ 度に設定される。以下、入力ディスク2側の噴射口14についてのみ詳述するが、出力ディスク3へオイルを供給する噴射口14も同様に構成される。

【0032】以上のように構成され、次に作用について

説明する。

【0033】まず、パワーローラ5と入力ディスク2の転動位置は、図3のように、鉛直軸と直交する転動線C上の所定の転動範囲で変化し、この傾転範囲は変速比が最Lowとなる内周側の点CLから変速比が最Hiとなる外周側の点CHまでの範囲である。

【0034】ここで、鉛直軸に沿って配設されたノズル13の噴射口14から噴射されたオイルが、パワーローラ5の転動範囲へ到達可能な領域について、本願出願人が実験した結果、図3に示すようになった。

【0035】図3に示す線D<sub>1</sub>、D<sub>2</sub>で囲まれた供給可能領域Dであり、この供給可能領域D以外の領域では、線D<sub>1</sub>よりも入力ディスク2の外周側に噴射した場合、遠心力によって入力ディスク2上でオイルが流れてしまい、90度回転した転動線Cへ到達する以前に入力ディスク2の外周へ飛散してしまうか、あるいは転動範囲の外周側の点CHよりも外周側へ流れ、転動範囲の潤滑を行うことができない。

【0036】逆に、線D<sub>2</sub>よりも入力ディスク2の内周側に噴射した場合は、遠心力によってオイルが外周へ向けて流れるが、転動線Cへ到達しても転動範囲の内周側、すなわち、点CLまで到達できず、上記と同様に転動範囲の潤滑を行うことができない。なお、図中破線は、パワーローラ5の転動範囲に応じた最内周及び最外周の入力ディスク2における軌跡である。

【0037】一方、この供給可能領域Dのうち、破線Eより入力ディスク2側の領域は、噴射口14から噴射されたオイルが入力ディスク2の陰となって遮られてしまう供給不能領域であり、転動範囲へ噴射したオイルが到達するように噴射角度 $\theta$ を、回転方向の60度以上に設定しても、入力ディスク2上の噴射位置は破線Eより内周側となってしまい、転動範囲の内周側を潤滑することができない。

【0038】また、噴射角度 $\theta$ を30度未満に設定した場合では、前記従来例の噴射位置B点と同様に、遠心力によって外周側へ流れてしまい、転動範囲の内周側を潤滑することができない。

【0039】そして、本願出願人の実験によれば、転動範囲の内周側を潤滑可能な噴射角度 $\theta$ は約30度であり、図示A点のように、噴射角度 $\theta$ を30度に設定するとともに、噴射位置を入力ディスク2の内周縁部2aとすることによって、噴射されたオイルは実線に沿って外周へ流れ、入力ディスク2が90度回転した後に転動範囲の内周側へ到達することができるのである。

【0040】さらに、噴射角度 $\theta$ と入力ディスク2上のオイル供給面積の関係は、図4に示すように、噴射角度 $\theta$ の増大に伴って、供給可能領域Dの面積は増大するが、噴射角度 $\theta$ が30度を超えると、入力ディスク2の陰によってオイルを供給できない供給不能領域Eが増大するため、実際のオイル供給面積は噴射角度 $\theta$ が30度

から60度の間で最大となるのである。なお、入力ディスク2の回転速度が変化しても、入力ディスク2へ噴射されたオイルが受ける回転方向の初速は比例するため、上記と同様の傾向となる。

【0041】こうして、噴射口14の噴射角度 $\theta$ を入力ディスク2の回転方向へ30度以上60度以内に設定すれば、一つのノズル13によってパワーローラ5の転動範囲を確実に潤滑することが可能となっており、前記後者の従来例に比して部品点数及び加工工数を低減して製造コストの低減を図りながら、潤滑不足による入出力ディスク2、3及びパワーローラ5等の部品の温度上昇を確実に防止して、トロイダル型無段変速機の耐久性及び信頼性を向上させることが可能となるのである。

【0042】図5、図6は第2の実施形態を示し、前記第1実施形態の噴射口14の形状を、入力ディスク2及び出力ディスク3の径方向へ延長して長穴状の噴射口14Aとしたもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0043】長穴状の噴射口14Aによって、入力ディスク2上の噴射位置は、図6に示すA'のようになり、径方向の長さを噴射角度 $\theta$ に応じて適宜設定すれば、点CLから点CHの転動範囲を均一に潤滑することができ、トロイダル型無段変速機の耐久性及び信頼性をさらに向上させることが可能となるのである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態を示す無段変速機の概略平面図。

【図2】同じくノズル近傍の概略断面図。

【図3】鉛直軸から回転方向へ90度までの入力ディスクの正面図で、オイルの噴射角度 $\theta$ とパワーローラの転動範囲の関係を示す。

【図4】同じく、オイルの噴射角度 $\theta$ とオイル供給面積の関係を示すグラフ。

【図5】第2の実施形態を示し、ノズル近傍の概略断面図。

【図6】同じく、鉛直軸から回転方向へ90度までの入力ディスクの正面図で、オイルの噴射角度 $\theta$ とパワーローラの転動範囲の関係を示す。

【図7】従来例を示し、無段変速機の鉛直方向の断面図。

【図8】同じく従来例を示し、同じくノズル近傍の概略断面図。

【図9】同じく、鉛直軸から回転方向へ90度までの入力ディスクの正面図で、オイルの噴射位置Bとパワーローラの転動範囲の関係を示す。

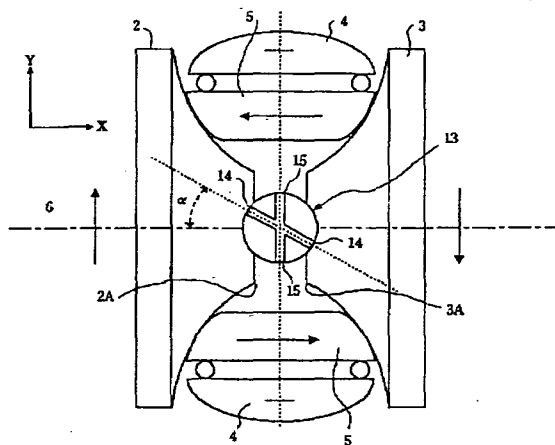
【符号の説明】

- 1 ケース
- 1A リンクポスト支持部材
- 2 入力ディスク
- 3 出力ディスク

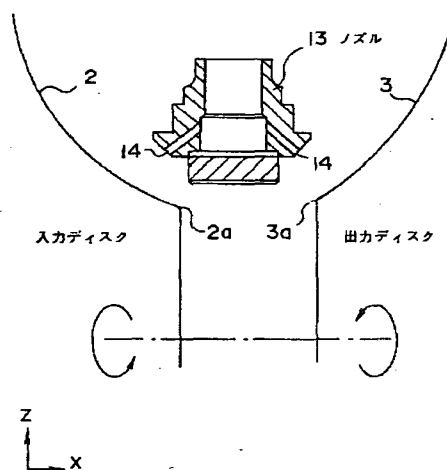
- 4 トラニオン
- 5 パワーローラ
- 6 入力軸
- 7、8 リンク
- 9 リンクポスト

- 10 出力ギヤ
- 11 カムフランジ
- 12 カムローラ
- 13 ノズル
- 14、15 噴射口

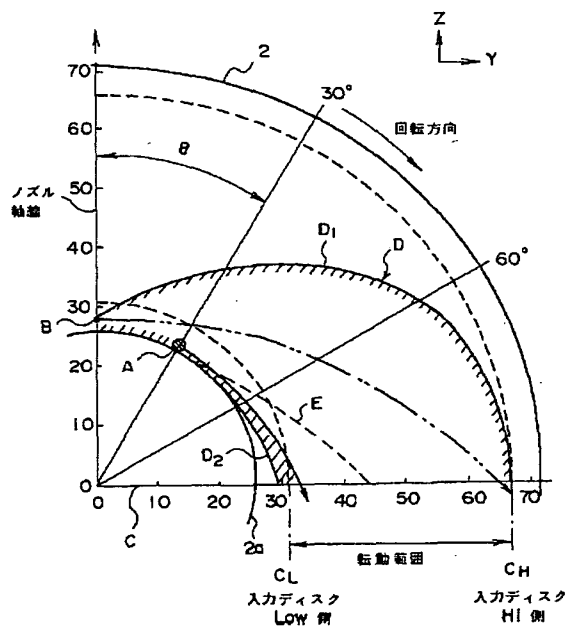
【図1】



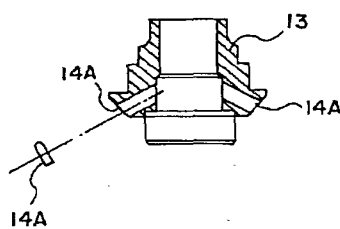
【図2】



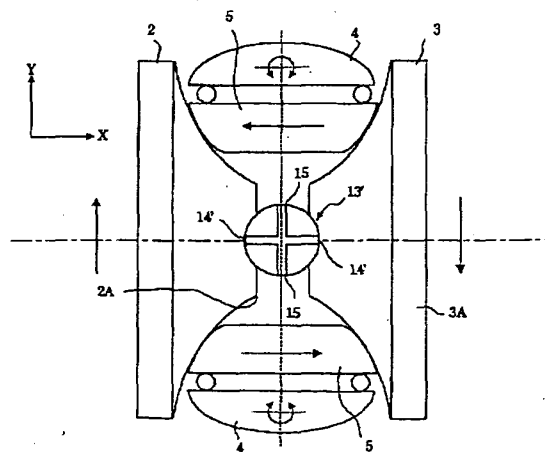
【図3】



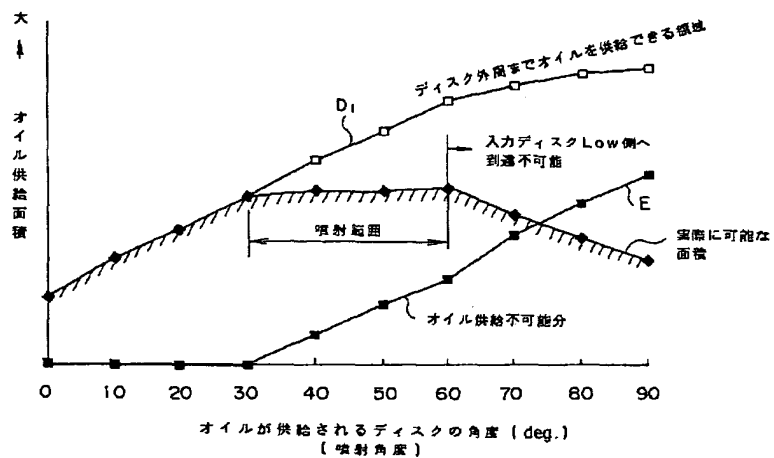
【図5】



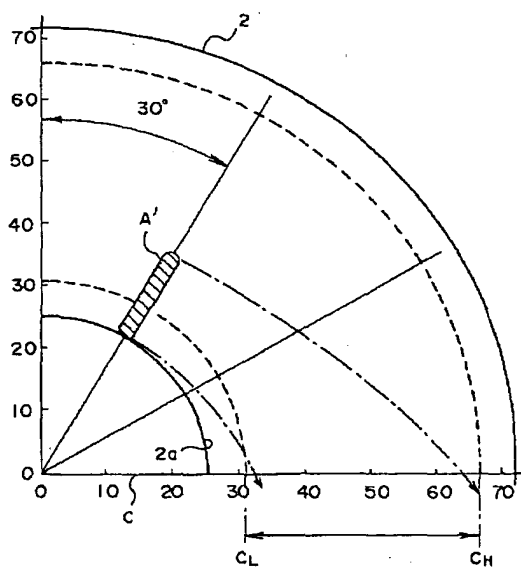
【図8】



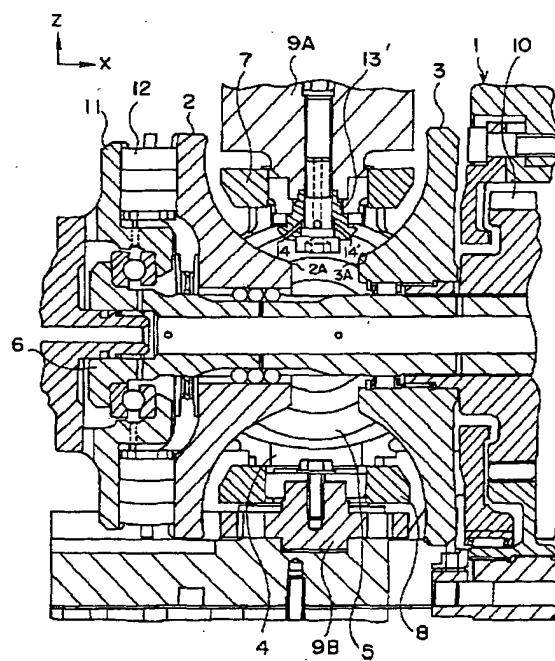
【図4】



【図6】

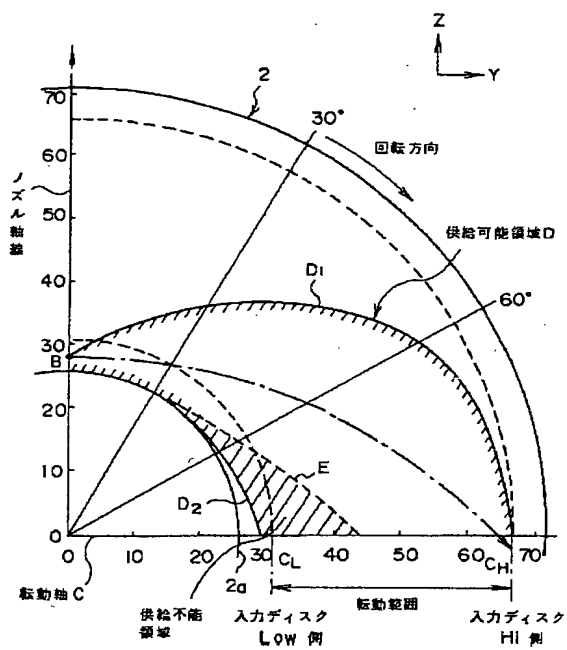


【図7】





【図9】





**LUBRICATING MECHANISM OF TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

Patent Number: JP11182647  
Publication date: 1999-07-06  
Inventor(s): WATANABE JUN  
Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD  
Requested Patent: ☐ JP11182647  
Application: JP19970348040  
Priority Number(s):  
IPC Classification: F16H15/38; F16H57/04  
EC Classification:  
Equivalents:

---

**Abstract**

---

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To efficiently lubricate a transmission mechanism without increasing the capacity of an oil pump.

**SOLUTION:** A toroidal type continuously variable transmission having a trunnion by which a power roller sandwiched between input and output discs is freely inclinably supported, a rolling contact surface lubricating oil passage 11 for lubricating a rolling contact surface with which the input and output discs and the power roller are frictionally engaged, and a rolling contact surface lubricating oil passage 22 for lubricating the trunnion and the power roller are provided. The trunnion lubricating oil passage 11 is supplied with pressure oil from a hydraulic pump 30 via a cooler 31, while the rolling contact surface lubricating oil passage 22 is supplied with pressure oil directly from the hydraulic pump 30.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-182647

(43) 公開日 平成11年(1999) 7月6日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>F 1 6 H 15/38  
57/04

識別記号

F I

F 1 6 H 15/38  
57/04

J

審査請求 未請求 請求項の数4 OL (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平9-348040

(22) 出願日 平成9年(1997)12月17日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 渡辺 純

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

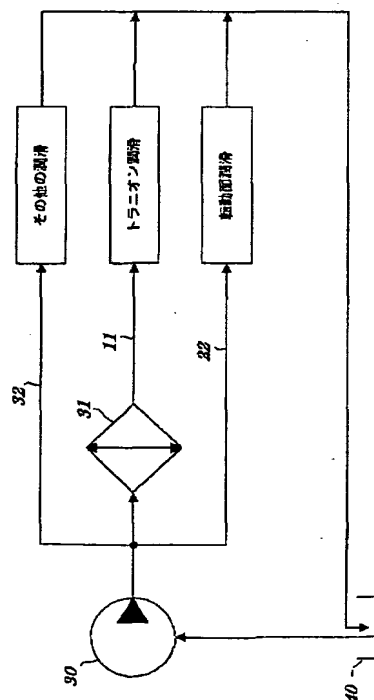
(74) 代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機の潤滑機構

(57) 【要約】

【課題】 オイルポンプの容量を増大することなく、変速機構の潤滑を効率よく行う。

【解決手段】 入出力ディスクに挟持されるパワーローラを傾転自在に支持するトラニオンを備えたトロイダル型無段変速機と、入出力ディスクとパワーローラが摩擦係合する転動面の潤滑を行う転動面潤滑油路11と、トラニオン及びパワーローラの潤滑を行う転動面潤滑油路22とを備えて、トラニオン潤滑油路11は、油圧ポンプ30からクーラ31を介して圧油の供給を受ける一方、転動面潤滑油路22は、油圧ポンプから直接圧油の供給を受ける。



**【特許請求の範囲】**

**【請求項1】** 入出力ディスクに挟持されるパワーローラを傾転自在に支持するトラニオンを備えたトロイダル型無段変速機と、

前記入出力ディスクとパワーローラが摩擦係合する転動面の潤滑を行う第1潤滑回路と、

前記トラニオン及びパワーローラの潤滑を行う第2潤滑回路とを備えたトロイダル型無段変速機の潤滑機構において、

前記第1潤滑回路には高温の圧油を供給する一方、前記第2潤滑回路には、低温の圧油を供給することを特徴とするトロイダル型無段変速機の潤滑機構。

**【請求項2】** 入出力ディスクに挟持されるパワーローラを傾転自在に支持するトラニオンを備えたトロイダル型無段変速機と、

前記入出力ディスクとパワーローラが摩擦係合する転動面の潤滑を行う第1潤滑回路と、

前記トラニオン及びパワーローラの潤滑を行う第2潤滑回路とを備えたトロイダル型無段変速機の潤滑機構において、

前記第2潤滑回路は、油圧源からクーラを介して圧油の供給を受ける一方、前記第1潤滑回路は、油圧源から直接圧油の供給を受けることを特徴とするトロイダル型無段変速機の潤滑機構。

**【請求項3】** 前記第2潤滑回路は、トラニオン内部に形成した油路からトラニオン自身及びパワーローラの軸受部材の潤滑を行うことを特徴とする請求項2に記載のトロイダル型無段変速機の潤滑機構。

**【請求項4】** 前記第2潤滑回路は、入出力ディスクの背面へ圧油を供給するディスク背面冷却回路を備えたことを特徴とする請求項2に記載のトロイダル型無段変速機の潤滑機構。

**【発明の詳細な説明】****【0001】**

**【発明の属する技術分野】** 本発明は、車両等に用いられるトロイダル型無段変速機の潤滑機構の改良に関する。

**【0002】**

**【従来の技術】** 車両などに搭載されるトロイダル型無段変速機としては、例えば、特開平7-174201号公報等に示すものが知られている。

**【0003】** これについて説明すると、トロイド状の溝を対向面に形成した一对の入出力ディスクに挟持、押圧される一对のパワーローラは、入出力ディスクの回転軸を挟んで配設された一对のトラニオンに軸支され、図5に示すように、トラニオン3は上下の端部側に回転軸3zと同軸の回転軸部3a、3bを形成する一方、これら回転軸部3a、3bの間には、パワーローラ1を収容すべく入出力ディスクの外周方向に張り出したオフセット部3cから形成される。

**【0004】** 入出力ディスクに挟持されるパワーローラ

1は所定量だけ偏心したピボットシャフト2に軸支されており、このピボットシャフト2は基端をトラニオン3のオフセット部3cで支持されるとともに、パワーローラ1とオフセット部3cの間にはボールベアリング16及び外輪9が介装されて、パワーローラ1に加わるスラスト力がトラニオン3で支持される。

**【0005】** そして、トラニオン3はケーシング10側で、回転軸3zの軸方向及び軸回りへ変位可能に支持される。

**【0006】** トラニオン3の下端にはロッド6bが連結されて、このロッド6bに連結した油圧シリンダ6のピストン6aが、トラニオン3を軸（3z）方向へ駆動することで、パワーローラ1は回転軸3z回りに回転（以下、傾転という）し、パワーローラ1と入力ディスク、出力ディスクの接触半径が変化することで変速比が連続的に変更される。

**【0007】** そして対向配置されたトラニオン3、3は、その上端側の回転軸部3a同士が球面軸受7、ニードルベアリング8を介してアッパーリンク4と連結され、このアッパーリンク4が中央部をケーシング10側のリンク支持部材12で揺動自在に支持されるため、トラニオン3、3とアッパーリンク4は揺動可能に連結される。同様に、下端側の回転軸部3b同士が球面軸受7、ニードルベアリング8を介してロアリンク5と揺動可能に連結されており、このロアリンク5が中央部をケーシング10側のリンク支持部材13で揺動自在に支持されるため、トラニオン3、3とロアリンク5は揺動可能に連結される。トラニオン3、3は上下の両端部近傍をアッパーリンク4及びロアリンク5によって連結され、パワーローラ1に加わるスラスト力（図5の左右方向へ向かう力）に抗して、アッパーリンク4はトラニオン3、3の回転軸3z、3z間の距離を一定に保持する。

**【0008】** トラニオン3のオフセット部3c内周には鉛直方向に貫通形成されたトラニオン潤滑油路11が設けられ、このトラニオン潤滑油路11はオフセット部3cの上下両端面で開口して、途中で連通した油路15から供給される圧油をアッパーリンク4及びロアリンク5の球面軸受7、ニードルベアリング8へそれぞれ供給する。

**【0009】** 一方、パワーローラ1を軸支するピボットシャフト2の内周には、基端側でトラニオン潤滑油路11から分岐した油路11aと連通する一方、ボールベアリング16の内周側と対向するピボットシャフト2の側面に供給口21を形成したベアリング潤滑油路20が形成され、トラニオン潤滑油路11を介して圧送された圧油がベアリング潤滑油路20を介してボールベアリング16に供給されてパワーローラ1の潤滑及び冷却を行う。

**【0010】** さらに、パワーローラ1及びボールベア

ング16を潤滑したオイルは、パワーローラ1の回転に応じて入力ディスク18及び出力ディスクの外周側に供給され、パワーローラ1と入出力ディスクが摩擦係合する転動面よりも外周側の入出力ディスクを冷却する。

【0011】また、アッパーリンク4を支持するリンク支持部材12の図中下部には、パワーローラ1と入出力ディスクの転動面へ向けてオイルを供給するノズル23が複数配設され、これらノズル23はリンク支持部材12の内部に形成された転動面潤滑油路22を介して圧油の供給を受けている。

【0012】このような、トロイダル型無段変速機の潤滑機構は、図6に示すように、油圧ポンプ30から供給された圧油のうち、クーラ31を通過したものがトラニオン潤滑油路11と転動面潤滑油路22へ供給されて、パワーローラ1やトラニオン3及びパワーローラ1と入出力ディスクの転動面の潤滑、冷却を行った後にタンク（オイルパン）40へ回収される。一方、クーラ31の上流から分岐した潤滑油路32を介して、トロイダル変速機構以外の図示しない前後進切換装置のギア等の潤滑を行っている。

【0013】また、上記の他に、大きな圧力が加わるパワーローラ1と入出力ディスクの転動面を潤滑するものとしては、特開昭62-283256号公報などがあり、これは、トラニオンに設けたオイル供給口からパワーローラ1と入出力ディスクの転動面へ向けてオイルを供給し、パワーローラ1と入出力ディスクの転動面の潤滑と冷却を行うものである。

【0014】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記従来のトロイダル型無段変速機においては、パワーローラ1と入出力ディスクの転動面を主とする変速機構の潤滑性能と冷却性能を満足させるため、図6に示したように、トラニオン潤滑油路11と転動面潤滑油路22はクーラ31を介して油圧ポンプ30に接続して冷却したオイルを供給し、変速機構以外の潤滑はクーラ31の上流から分岐した潤滑油路32されて相対的に高温のオイルによって潤滑が行われ、トロイダル型無段変速機では低温の潤滑系統と、高温の潤滑系統の2つの潤滑系統が配設される。

【0015】しかしながら、上記のように変速機構を潤滑するオイルのすべてをクーラ31に通過させるものでは、クーラ31を通過する際には圧力損失が発生するため、この油圧損失を補うためには油圧ポンプ30の容量を増大する必要があるが、油圧ポンプ30の吐出量を増大すると、エンジンの駆動抵抗が増大して燃料消費率等が悪化するという問題があった。

【0016】そこで本発明は、上記問題点に鑑みてなされたもので、オイルポンプの容量を増大することなく、変速機構の潤滑を効率よく行うことを目的とする。

【0017】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、入出力ディスクに挟持されるパワーローラを傾転自在に支持するトラニオンを備えたトロイダル型無段変速機と、前記入出力ディスクとパワーローラが摩擦係合する転動面の潤滑を行う第1潤滑回路と、前記トラニオン及びパワーローラの潤滑を行う第2潤滑回路とを備えたトロイダル型無段変速機の潤滑機構において、前記第1潤滑回路には高温の圧油を供給する一方、前記第2潤滑回路には、低温の圧油を供給する。

【0018】また、第2の発明は、入出力ディスクに挟持されるパワーローラを傾転自在に支持するトラニオンを備えたトロイダル型無段変速機と、前記入出力ディスクとパワーローラが摩擦係合する転動面の潤滑を行う第1潤滑回路と、前記トラニオン及びパワーローラの潤滑を行う第2潤滑回路とを備えたトロイダル型無段変速機の潤滑機構において、前記第2潤滑回路は、油圧源からクーラを介して圧油の供給を受ける一方、前記第1潤滑回路は、油圧源から直接圧油の供給を受ける。

【0019】また、第3の発明は、前記第2の発明において、前記第2潤滑回路は、トラニオン内部に形成した油路からトラニオン自身及びパワーローラの軸受部材の潤滑を行う。

【0020】また、第4の発明は、前記第2の発明において、前記第2潤滑回路は、入出力ディスクの背面へ圧油を供給するディスク背面冷却回路を備える。

【0021】

【発明の効果】したがって、第1の発明は、第1潤滑回路は高温のオイルによって転動面を潤滑するため、パワーローラと入出力ディスク間の油膜は、前記従来例のようにクーラで冷却した低温のオイルによって転動面を潤滑する場合に比して、せん断応力 $\tau$ が増大して、トラクション能力を向上させることが可能となり、さらに、第2潤滑回路は、低温のオイルの全量をトラニオン及びパワーローラの潤滑に使用することができ、前記従来例に比して耐久性を向上させることができる。

【0022】また、第2の発明は、第1潤滑回路は油圧源から直接供給された高温のオイルによって転動面を潤滑するため、パワーローラと入出力ディスク間の油膜は、前記従来例のようにクーラで冷却した低温のオイルによって転動面を潤滑する場合に比して、せん断応力 $\tau$ が増大して、トラクション能力を向上させることが可能となり、さらに、第2潤滑回路は、クーラを通過した低温のオイルの全量をトラニオン及びパワーローラの潤滑に使用することができ、前記従来例に比して耐久性を向上させることができ、さらに、前記従来例のように、クーラで変速機構に供給するオイルの全量を冷却する必要がなくなるため、クーラの小型化を図ることで圧力損失を大幅に低減でき、油圧源の小型化によってエンジンの駆動抵抗を低減して、燃料消費率とトラクション能力を同時に向上させるとともに、無段変速機の小型化も推進

することが可能となる。

【0023】また、第3の発明は、第2潤滑回路はクーラを通過した低温のオイルによってトラニオン内部の油路からパワーローラの軸受部やトラニオンの揺動部などの冷却と潤滑を効率よく行って、トラニオン及びパワーローラの耐久性の向上とトラクション力の向上を両立させることができる。

【0024】また、第4の発明は、入出力ディスクの背面へクーラを通過した低温のオイルを供給して入出力ディスクの冷却を背面側から行うことが可能となり、パワーローラと入出力ディスク間の油膜の厚さが薄くなることで、パワーローラと入出力ディスク間に巻き込まれたオイルのうち、実際にせん断力を発生する油膜中心部の温度は、入出力ディスクの温度の影響を受けて、背面を冷却された入出力ディスクの温度に近づき、中心部の油膜の温度も低下して、オイルの粘度が高くなるため、さらに高いせん断力 $\tau$ を発生することでトラクション能力のさらなる向上を図ることが可能となり、さらに、入出力ディスクは転動面を高温のオイルで潤滑されるが、背面を低温のオイルで冷却されるため、過大な温度上昇を防いで耐久性を確保することができる。

【0025】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0026】図1は、前記従来例の図5に示したトロイダル型無段変速機に本発明を適用した一例を示しており、同一のものに同一の図番を付して重複説明を省略する。

【0027】トロイダル型無段変速機の変速機構は、前記従来例の図5と同様に、トラニオン3の内周に形成されたトラニオン潤滑油路11（第2潤滑回路）から供給されるオイルによって、パワーローラ1のボールベアリング16や転動面外周の入出力ディスク及びトラニオン3とアッパーリンク4、ロアリンク5の潤滑及び冷却が行われ、アッパーリンク4の中央部を揺動可能に支持するリンク支持部材12に形成されたノズル23は、転動面潤滑油路22（第1潤滑回路）から圧送されたオイルを、パワーローラ1と入出力ディスクの転動面へ向けて噴射して潤滑を行う。

【0028】ここで、トラニオン潤滑油路11には、前記従来例の図6と同様に、油圧ポンプ30から圧送されたオイルがクーラ31を介して供給され、冷却されたオイルによって上記各部の潤滑及び冷却を行う。

【0029】一方、転動面潤滑油路22は、クーラ31の上流で油圧ポンプ30と連通して、クーラ31を通過していないオイルがそのまま供給され、トラニオン潤滑油路11に比して高温のオイルによってパワーローラ1と入出力ディスクの転動面の潤滑を行うもので、変速機構の潤滑経路は、クーラ31を通過した低温のオイルが供給されるトラニオン潤滑油路11と、油圧ポンプ30

から直接高温のオイルが供給される転動面潤滑油路22の2系統で構成される。

【0030】なお、変速機構以外の歯車や軸受等の潤滑を行う潤滑油路32は、前記従来例と同様に、クーラ31の上流で油圧ポンプ30と連通する。

【0031】次に、相対的に高温のオイルによって潤滑が行われるパワーローラ1と入出力ディスクの転動面のトラクション能力、すなわち、トルク伝達能力について説明する。

【0032】いま、図2において、入力ディスク18を転動体A、パワーローラ1を転動体Bとし、転動体Aの周速度を $U_1$ 、転動体Bの周速度を $U_2$ 、転動体A、B間の油膜の厚さを $h$ とすると、EHL（Elasto Hydrodynamic Lubrication＝弾性流体潤滑）理論で考えた場合、油膜厚さ $h$ は油膜入り口（図中左側）の油温で決まり、油温が低ければ粘度 $\eta$ が上がり油膜厚さ $h_L$ は図2（b）のように厚くなる一方、油温が高ければ粘度 $\eta$ が下がり油膜厚さ $h_H$ は薄くなる。ただし、油膜厚さ $h_L$ 、 $h_H$ はそれぞれ低油温時、高油温時を示し、 $h_L > h_H$ となる。

【0033】ここで、転動体A、Bの周速度差 $\Delta U = U_1 - U_2$ とすると、オイルのせん断率 $\gamma$ は、 $\gamma = \Delta U / h$ で求められる。

【0034】したがって、図2（a）、（b）で転動体A、B間の周速度差 $\Delta U$ が一定と考えると、図2（b）のように油膜厚さ $h = h_L$ が厚い低油温時には、せん断率 $\gamma = \gamma_L$ が低くなる一方、図2（a）のように油膜厚さ $h = h_H$ が薄い高油温時には、せん断率 $\gamma = \gamma_H$ が高くなることを意味する。

【0035】そして、転動体A、B間に働くせん断応力 $\tau$ は、 $\tau = \eta$ （粘度） $\times \gamma$ （せん断率）

で表されることから、潤滑油粘度 $\eta$ が同じであれば、せん断率 $\gamma$ が高い方が発生するせん断力は大きく、転動体A、B間のトラクション能力は向上する。

【0036】また、転動体A、B間に巻き込まれたオイルで、実際にせん断力を発生する油膜中心部の温度は、転動体A、Bの温度の影響を受けるため、転動体A、Bの温度に近づく。

【0037】すなわち、転動体自体は、より低い温度である方が実際にトラクションを発生する中心部の油膜の温度が低下して、オイルの粘度 $\eta$ が高くなる。また、同じせん断率 $\gamma$ であれば、粘度 $\eta$ が高い方がより高いせん断力 $\tau$ を発生し、トラクション能力は向上する。

【0038】したがって、転動面潤滑油路22にはクーラ31を通過させずに油圧ポンプ30から直接転動面にオイルを噴射することで、パワーローラ1と入出力ディスク間の油膜 $h$ は、前記従来例のようにクーラ31で冷却したオイルによって転動面を潤滑する場合に比して、



上記したようにせん断応力 $\tau$ が増大して、トラクション能力を向上させることが可能となり、圧力損失を伴うクーラ31は、トラニオン潤滑油路11の流量に応じた容量を備えていればよいので、前記従来例のように、クーラ31で変速機構に供給するオイルの全量を冷却する必要がなくなるため、クーラ31の小型化を図ることで圧力損失を大幅に低減でき、油圧ポンプ30の小型化によってエンジンの駆動抵抗を低減して、燃料消費率とトラクション能力を同時に向上させるとともに、無段変速機の小型化も推進することが可能となつて、トロイダル型無段変速機の潤滑を効率よく行うことができるのである。

【0039】さらに、クーラ31を小型化しない場合には、クーラ31から供給されるオイルの全量をトラニオン3及びパワーローラ1の潤滑に使用することができ、転動体であるパワーローラ1の温度を低下させることができ、トラクション能力の向上と耐久性の向上を両立させることができるのである。

【0040】図3、図4は、第2の実施形態を示し、前記第1実施形態の潤滑機構に、入出力ディスクの背面を冷却するディスク背面冷却油路33を配設したもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0041】ディスク背面冷却油路33は、クーラ31の下流に接続され、冷却されたオイルは、入出力ディスク18、19の背面に向けて配設されたノズル34、34から噴射され、入出力ディスク18、19は、背面側をクーラ31から供給された低温のオイルで冷却される一方、パワーローラ1と摩擦係合する入出力ディスク18、19の転動面には、アッパーリンク4を支持するリンク支持部材12に設けたノズル23、23から、油圧ポンプ30から直接圧送された高温のオイルが供給されて潤滑を行うことになる。

【0042】この場合、入出力ディスク18、19の転動面側では転動面潤滑油路22からの高温のオイルが供給されることで、前記第1実施形態と同様に、パワーローラ1と入出力ディスク18、19間の油膜の厚さが薄くなることで、せん断応力 $\tau$ を向上させることができるのに加え、ディスク背面冷却油路33からのクーラ31を通過したオイルによって入出力ディスク18、19は背面側から冷却されるため、上記したように、転動体間に巻き込まれたオイルのうち、実際にせん断力を発生する油膜中心部の温度は、転動体間の温度の影響を受け

るため、転動体の温度に近づき、すなわち、転動面間のオイルは冷却された入出力ディスク18、19によって低下するため中心部の油膜の温度も低下して、オイルの粘度 $\eta$ が高くなるため、さらに高いせん断力 $\tau$ を発生することができ、トラクション能力のさらなる向上を図ることが可能となるのである。

【0043】さらに、入出力ディスク18、19はクーラ31を通過した低温のオイルで冷却されるため、過大な温度上昇を防いで耐久性を確保することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態を示し、トロイダル型無段変速機の潤滑機構の概略回路図。

【図2】同じく転動面間の油膜を示す説明図で、(a)は高油温時を、(b)は低油温時を示す。

【図3】第2の実施形態を示し、トロイダル型無段変速機の潤滑機構の概略回路図。

【図4】同じく、トロイダル型無段変速機の潤滑機構の要部を示す平面図。

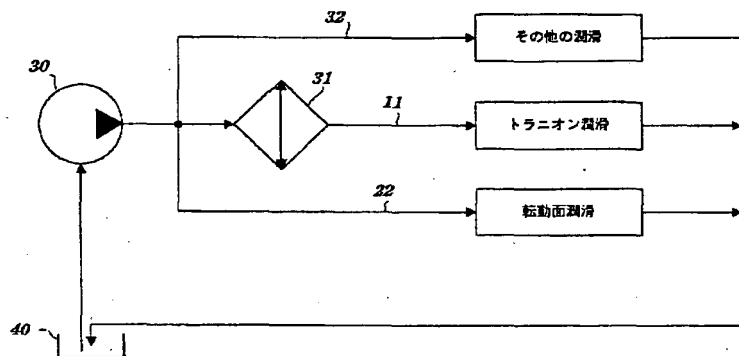
【図5】従来例を示す、第3の実施形態を示すトロイダル型無段変速機の断面図。

【図6】同じく、従来のトロイダル型無段変速機の潤滑機構の概略回路図。

#### 【符号の説明】

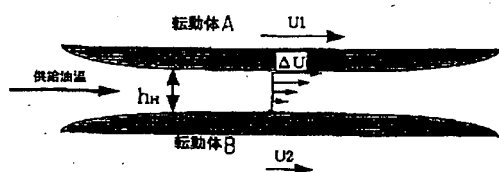
- 1    パワーローラ
- 3    トラニオン
- 11    トラニオン潤滑油路
- 11a    油路
- 12、13    リンク支持部材
- 15    油路
- 16    ボールベアリング
- 18    入力ディスク
- 19    出力ディスク
- 20    ベアリング潤滑油路
- 21    供給口
- 22    転動面潤滑油路
- 23    ノズル
- 30    油圧ポンプ
- 31    クーラ
- 32    潤滑油路
- 33    ディスク背面冷却油路
- 34    ノズル
- 40    タンク

【図1】

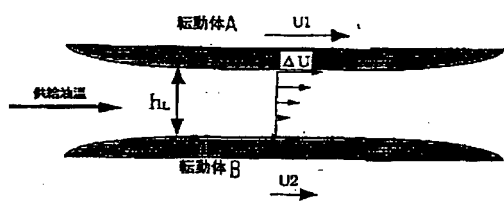


【図2】

(a) 油膜入り口供給油温:高温

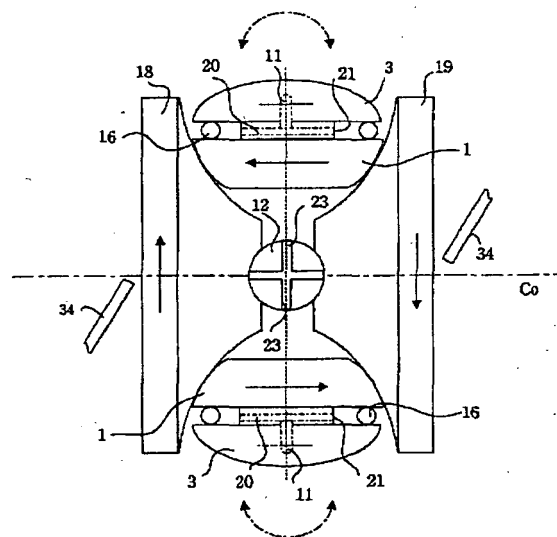


(b) 油膜入り口供給油温:低温

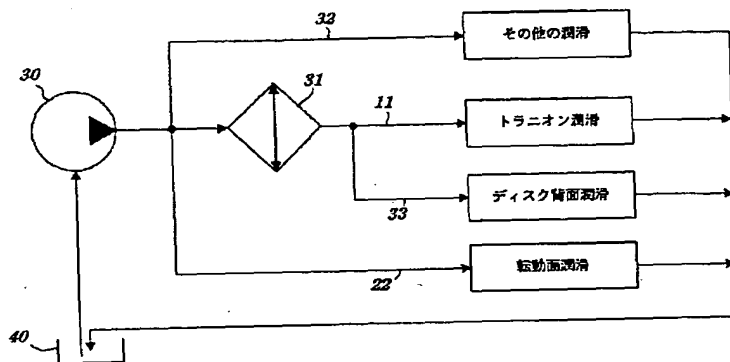


油膜厚さ:  $h_L > h_H$   
せん断率:  $\gamma_L < \gamma_H$

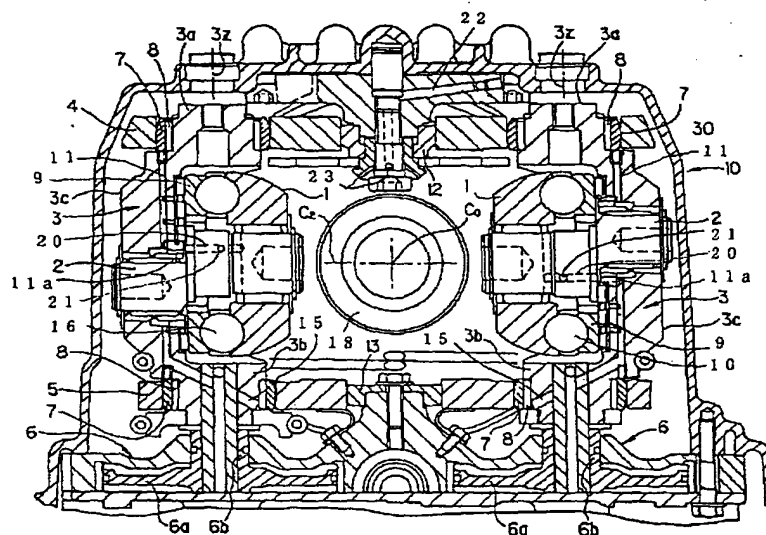
【図4】



【図3】



【図5】



【図6】

